

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh uložení mlecího běhounu pro vertikální mlýn

Design of Mill Slider Bearing for Vertikal Mill

Student:

Pavel Zbořil

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

OSTRAVA 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Zbořil**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 30 Zemní a stavební stroje
Téma: **Návrh uložení mlecího běhounu pro vertikální mlýn**
Design of Mill Slider Bearing for Vertical Mill

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Pro vertikální mlýn navrhnete uložení mlecího běhounu. Vyhotovte výkresovou dokumentaci podskupiny mlecího běhounu a výrobní výkres hlídele a tělesa běhounu. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu 2x A1 (popř. jejich ekvivalent). Práce by měla být v rozsahu min. 30 stran textu. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – PSP Engineering a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Pavel Zbořil

Pavel Zbořil

Zahradní 260

Prosenice 751 21

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZBOŘIL, P. *Návrh uložení mlecího běhounu pro vertikální mlýn*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 33 s.

Bakalářská práce, vedoucí Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem uložení mlecího běhounu. Nejprve bylo zvoleno poháněcí ústrojí mlýnu respektive motor s převodovkou. Dále se práce zabývá rozbořem zatěžujících sil působících na čep, který je zkontrolován jak staticky, tak dynamicky, jsou přiloženy grafy z programu Inventor pro větší názornost. Výsledkem je, že navržený čep vyhovuje zatížení. Dalším bodem obsahu a zásadním bodem je návrh ložisek. Jedná se o dvě různá ložiska, z nichž jedno zachycuje sílu pouze v radiálním směru a na druhé působí jak radiální, tak axiální síla. Výpočet je proveden dle SKF a rovněž ložiska jsou navržena tak, aby vydržela zadanou hodnotu životnosti v hodinách. Závěrem je přiložena výkresová dokumentace, sestava a vybrané výrobní výkresy.

ANNOTATION OF THESIS

ZBOŘIL, P. *Design of mill slider bearing for vertical mill*. Ostrava: Institut of production machines and design, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 2010, 33 p. Bachelor thesis, leading Fries, J.

The bachelor thesis deals with design of mill slider bearing. At first was selected drive gear of mill respectively motor with gearbox. Then the work deals with analysis of burdensome forces acting on the shaft, which is checked partly statically and than dynamically, there are charts from the software Inventor for a better illustration. The result is that the proposed shaft meets the load. Another item of content, and the key item is to design bearings. These are two different bearings, one of these shows the power only in the radial direction and the other has radial and axial force. The calculation is made by SKF bearings are also designed to withstand a given value life in hours. Finally, it is accompanied by drawings, assembly drawings, and selected manufacturing.

OBSAH

1.	Legenda použitých symbolů.....	8
2.	Úvod.....	10
2.1	Účel a význam drcení a mletí	10
2.2	Efektivnost zdrobňovacího procesu	10
2.3	Rozdělení rozměňňovacích zařízení	11
2.4	Běhounové mlýny	12
2.5	Řešený případ	12
3.	Volba parametru pohonu.....	13
3.1	Volba motoru	13
3.2	Volba převodovky.....	13
4.	Rozbor zatěžující síly.....	14
4.1	Statické zatížení	14
5.	Výpočet čepu.....	15
5.1	Přehled průměrů a ohybových momentů v nebezpečných místech	18
5.2	Výpočet ohybového napětí	18
5.3	Volba materiálu čepu	20
5.4	Výpočet statické bezpečnosti.....	20
5.5	Dynamická kontrola čepu.....	21
5.6	Výsledná bezpečnost	22
6.	Návrh ložisek.....	23
6.1	Charakteristika zatížení ložisek	23
6.2	Výpočet otáček ložisek.....	24
6.3	Výpočet ložisek.....	24
6.3.1	Ložisko přenášející radiální i axiální sílu	25
6.3.1.1	Statická zatěžující síla.....	25
6.3.1.2	Dynamická zatěžující síla	26
6.3.1.3	Volba ložiska a jeho parametry	26
6.3.1.4	Výpočet zatížení ložiska	26
6.3.1.5	Výpočet základní trvanlivosti ložiska.....	27
6.3.1.6	Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách.....	27
6.3.2	Ložisko přenášející radiální sílu.....	28

6.3.2.1	Statická zatěžující síla.....	28
6.3.2.2	Dynamická zatěžující síla	28
6.3.2.3	Volba ložiska a jeho parametry	28
6.3.2.4	Výpočet zatížení ložiska	28
6.3.2.5	Výpočet základní trvanlivosti ložiska.....	29
6.3.2.6	Výpočet trvanlivosti v hodinách	30
7.	Závěr	31
8.	Seznam použitých pramenů	32
9.	Seznam příloh	36

1. LEGENDA POUŽITÝCH SYMBOLŮ

\sqrt{A}	[-]	Neuberova konstanta vrubové citlivosti
B	[mm]	šířka ložiska
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
D	[mm]	vnější průměr ložiska
D_C	[mm]	průměr díry čepu
D_C^4	[mm]	průměr otvoru v čepu
F	[N]	zatěžující síla
F_r	[N]	radiální složka zatěžující síly
F_a	[N]	axiální složka zatěžující síly
F_{mk}	[N]	síla od kroutícího momentu
F_C	[N]	celková síla působící na běhoun
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
M_O^H	[Nm]	ohybový moment v místě H
W_O	[mm ³]	kvadratický moment v průřezu
d_H	[mm]	průměr čepu v místě H
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska
e	[-]	výpočtový součinitel ložiska
$k_{d\sigma}^H$	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v místě H
π	[-]	Ludolfovo číslo
$k_{s\tau}^H$	[-]	součinitel statické bezpečnosti ve smyku
k_V^H	[-]	výsledná bezpečnost v místě H
m	[kg]	hmotnost ložiska
n_r	[min ⁻¹]	referenční otáčky ložiska
n	[min ⁻¹]	otáčky mlecí mísy
n_B	[min ⁻¹]	otáčky běhounu

r_M	[mm]	poloměr mlecí mísy
r_B	[mm]	poloměr běhounu
P_m	[kN]	minimální zatížení ložiska
P_0	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
P_u	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska
Y_1	[-]	výpočtový součinitel ložiska
Y_2	[-]	výpočtový součinitel ložiska
Y_0	[-]	výpočtový součinitel ložiska
σ_{\max}	[MPa]	maximální napětí v ohybu
$T_{K \max}$	[MPa]	maximální napětí v krutu
α_σ^H	[-]	součinitel vrubu
β_H	[-]	vrubový součinitel v místě H podle Neubergera
$\sqrt{\zeta_H}$	[-]	poloměr vrubu v průřezu H
σ_C	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_C^{H*}	[MPa]	mez únavy skutečné součásti
ε_v^H	[-]	je součinitel velikosti v průřezu H
η_p^H	[-]	součinitel jakosti povrchu v průřezu H
σ_a^H	[MPa]	amplituda napětí v místě H

2. ÚVOD

2.1 ÚČEL A VÝZNAM DRCENÍ A MLETÍ [3]

Drcení a mletí patří k nejdůležitějším technologickým pochodům v četných technologických odvětvích. Mimořádně velký význam má drcení a mletí při těžbě a zpracování rud, uhlí a ostatních nerostných surovin, při výrobě cementu, při těžbě kameniva, při výrobě stavebních a keramických materiálů a v některých dalších průmyslových oborech.

Rozhodujícím kritériem při označování drtičů a mlýnů je zrnitost složení získávaných produktů. Kusovité a hrubozrnné materiály se zdobňují v drtičích, v nichž se získávají produkty kusovitého až drobně zrnitého charakteru. Produkty získávané ve mlýnech jsou naproti tomu tvořeny menšími zrny nebo částicemi menších rozměrů.

Zdobňování nerostných surovin a jiných materiálů je stochastický proces, při kterém se působením vnějších sil překonávají vnitřní mezimolekulární síly soudržnosti a dochází tak k rozrušení zrn. Při jejich rozpadu vzniká soubor menších zrn a současně vzrůstá celkový povrch. Na rozdíl od některých laboratorních zkoušek, při kterých se zdobňují jen jednotlivá zrna, jsou při strojním drcení v drtičích a mlýnech zdobňována vždy současně velká množství zrn.

2.2 EFEKTIVNOST ZDOBŇOVACÍHO PROCESU [3]

Možnosti zvýšení efektivity:

- spotřeba energie
- energetická účinnost zdobňovacího procesu
- spotřeba oceli způsobena mechanickým otěrem a korozí drtičích a mlecích elementů
- zrnitost složení získávaných produktů

Spotřeba práce závisí především na stupni zdobnění a na velikosti nově vznikajícího povrchu. Dále spotřeba energie při mletí a drcení souvisí s jejich nízkou energetickou účinností. Velmi nízká účinnost je při mletí a především při jemném mletí. Při mletí v kulových mlýnech dochází k více než 99% přiváděné energie nazmar a mění se v teplo a jiné formy energie. Jen asi 1% vynaložené energie se spotřebuje na užitečnou práci, tj. na destrukci zdobňovaných zrn a na tvorbu nového povrchu. Využívání energie při drcení a

mletí je dosud nevyřešeným problémem a bude jím pravděpodobně ještě velmi dlouho. Tím větší pozornost je nutno věnovat tomu, aby se při projektování drtíren a mlýnic uplatňovala vždy optimální technologická schémata, aby se používaly vhodné typy drtičů a mlýnů, odpovídajících provozním požadavkům a podmínkám, a aby byla spotřeba energie soustavně kontrolována.

2.3 ROZDĚLENÍ ROZMĚLŇOVACÍCH ZAŘÍZENÍ [3]

Základní rozdělení je na drtiče a mlýny. Nejdůležitějším kritériem pro dělení těchto strojních zařízení je stupeň zdrobnění, který vyjadřuje zmenšení velikosti zrn při zdrobňování, respektive vyjadřuje poměr zrnitosti výchozího seriálu k zrnitosti produktu. Uvedu rozdělení zařízení dle zmíněného kritéria sestupně, tzn. poslední uvedený má největší stupeň zdrobnění pohybující se v intervalu 80 až 200.

Druh zdrobňovacích strojů:

- čelistové drtiče
- kuželové drtiče (tupoúhlé)
- válcové drtiče s hladkými nebo ostnatými válci
- kladivové drtiče jednomotorové
- odrazové drtiče a mlýny.
- tyčové mlýny
- kulové mlýny
- běhounové mlýny
- kotoučové mlýny
- tryskové mlýny
- autogenní mlýny

Zejména mlýnů je celá řada z důvodu rozdílných technologických postupů a různých speciálních požadavků závodů, které kladou vysoké nároky na používané mlýny. Proto jsou ve výčtu uvedeny jen ty hlavní. Nicméně se nyní využívá velký počet rozdílných typů mlýnů. Některé z nich mají širokou možnost uplatnění, jiné jsou ve své podstatě jen více nebo méně jednoúčelovými zdrobňovacími stroji a jejich použití se omezuje na určité konkrétní případy. Neexistují tedy žádné mlýny, které by mohly vždy a všude efektivně nahradit ostatní typy mlýnů. Při projektování mlýnic a volbě mlýnu je nutno zvažovat přednosti a nevýhody různých typů mlýnů.

2.4 BĚHOUNOVÉ MLÝNY [3]

V běhounových mlýnech je zdrobňovaný materiál rozemílán tlakem mlecích těles (běhounů), odvalujících se po mlecí dráze. Podle způsobu, jak je vyvozován tlak na mlecí dráhu, dělí se běhouny na:

- 1.) mlýny tíhové
- 2.) mlýny pružinové
- 3.) mlýny odstředivé

Při přípravě rud a nerostných surovin nekovových se běhounové mlýny nepoužívají. Zajímají však významné místo v průmyslu cementářském a magnezitovém, v energetice a v některých dalších průmyslových oborech.

Pružinové oběhové mlýny používané při mletí surovin v cementárnách mají o 20% až 24% nižší spotřebu energie než mlýny kulové. Rovněž investiční náklady jsou nižší.

Pružinové kotoučové mlýny mají lepší využití než mlýny kulové. Zatímco výměna mlecích koulí je pracná a časově náročná, lze opotřebené pláště mlecích kotoučů vyměnit během několika hodin. Opotřebené pláště lze opravovat i navařováním bez demontáže stroje. Součinitel využití pružinových běhounových mlýnů bývá 99%.

2.5 ŘEŠENÝ PŘÍPAD

Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout uložení mlecího běhounu. Nejprve jsem zvolil vhodný pohon. Zatěžující sílu $F_b = 550kN$ bylo třeba rozložit do axiálního i radiálního směru vůči hřídeli. Jsou zde přiloženy Grafy zatížení z programu Autodesk Inventor pro větší názornost. Na hřídeli jsem určil nebezpečné průřezy kde se nachází vrubový účinek. V těchto místech jsem poté vypočítal ohybové napětí, ze kterého jsem pak zkontroloval statickou bezpečnost hřídele. Na závěr jsem ještě zkontroloval hřídel na dynamickou bezpečnost.

Následoval výpočet ložisek. Do výpočtu jsem zvolil ložiska firmy SKF, soudečková dvouřadá. Tyto ložiska mají velkou radiální i axiální únosnost a vzhledem k velikosti zatěžující síly jsou vhodná. Na ložiska působí celková síla složená ze síly radiální a síly od kroutícího momentu pohonu. Axiální sílu zachycuje pouze jedno ložisko. Na ložiska působí po dobu 1/3 z celkové doby celková síla dynamická, po zbytek času celková síla statická. Tyto síly se nesčítají. Požadovaná životnost ložisek je $t = 40000hod$. Výpočet ložisek jsem provedl dle SKF.

3. VOLBA PARAMETRU POHONU

3.1 VOLBA MOTORU

Siemens

typ: 1LA83576AB60-Z

parametry:

Výkon: $P = 400\text{kW}$

frekvence: 50Hz

otáčky: $n = 993\text{ ot.min}^{-1}$

kroutící moment: $M_K = 3850\text{Nm}$

jmenovitý výkon: $P_n = 400\text{kW}$

jmenovitý kroutící moment: $M_n = 3847\text{Nm}$

účinnost: $\eta = 96,5\text{ [%]}$

3.2 VOLBA PŘEVODOVKY

volím kuželo-planetovou převodovku SEW-EURODRIVE:

typ: KL2 0225-0250 SS 024 AKS 250/10

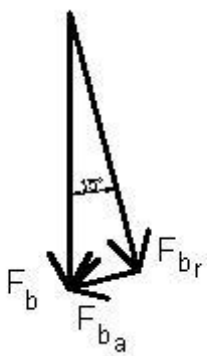
převodový poměr: $i = 24,15$

$n_1/n_2 = 990/41\text{ ot.min}^{-1}$

účinnost: $\eta_p = 0,96$

4. ROZBOR ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Síla nepůsobí kolmo na čep, proto tuto sílu musíme přepočítat na radiální a axiální. Úhel $\alpha = 15^\circ$. Síla $F_b = 550kN$. K výpočtu využijeme Pythagorovu větu.



Obr.1: Rozbor síly působící na běhoun

4.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Radiální síla

$$F_r = F_b \cdot \cos \alpha = 550 \cdot \cos 15 = 531,259kN \quad (1.1)$$

Axiální síla

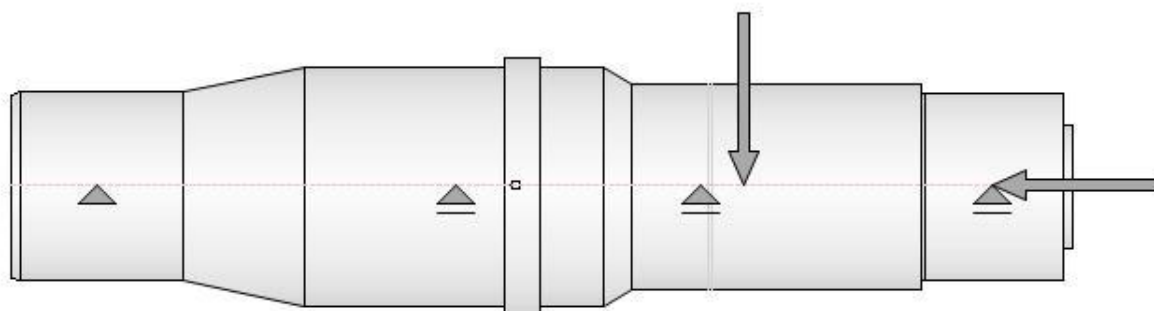
$$F_a = F_b \cdot \sin \alpha = 550 \cdot \sin 15 = 142,35kN \quad (1.2)$$

kde

F_b - síla od přítlaču běhounu

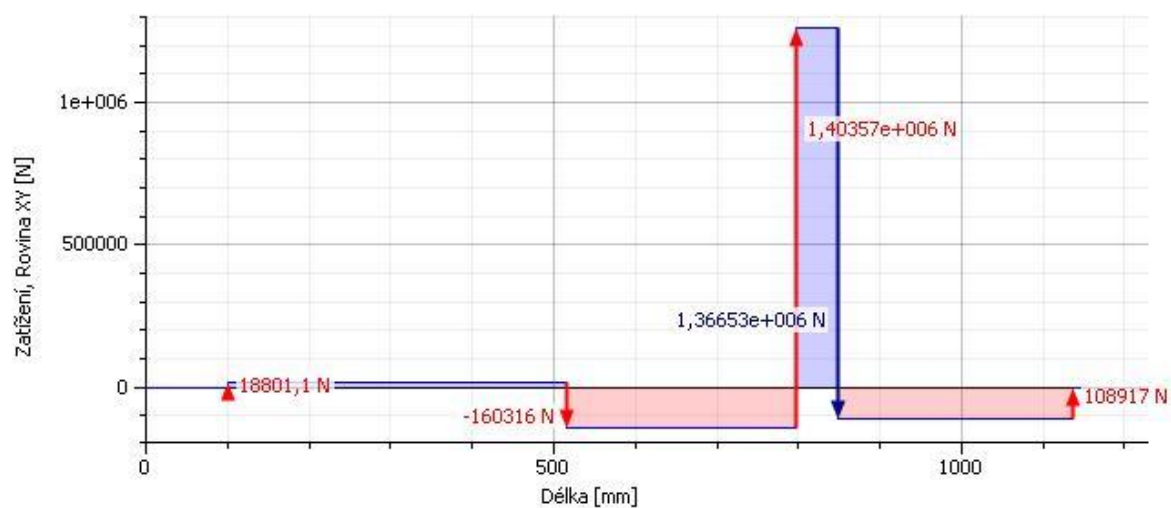
5. VÝPOČET ČEPU

Pro výpočet namáhání čepu jsem využil programu Autodesk Inventor 2008.



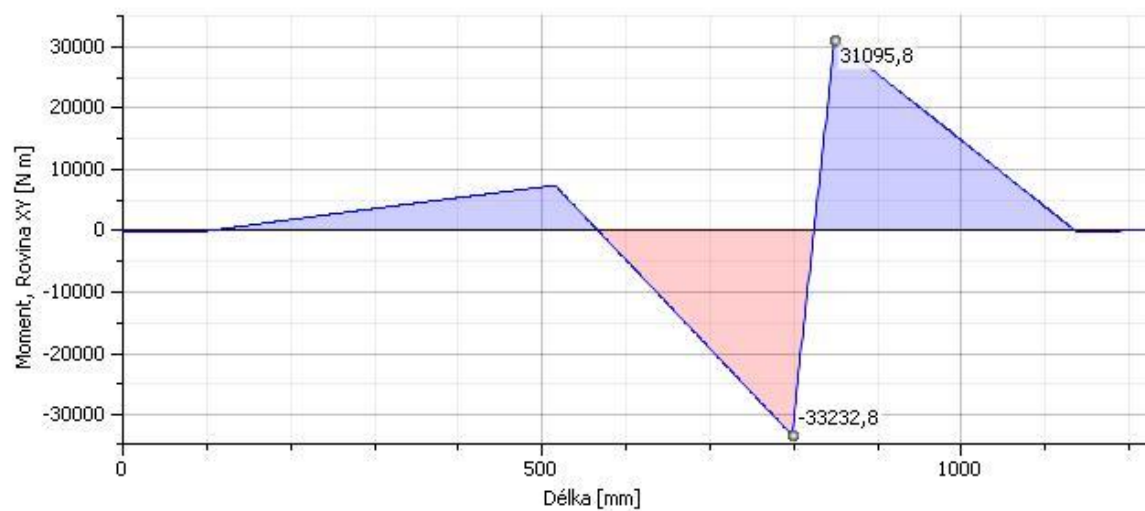
Obr.2: Čep

☐ Zatížení, Rovina XY



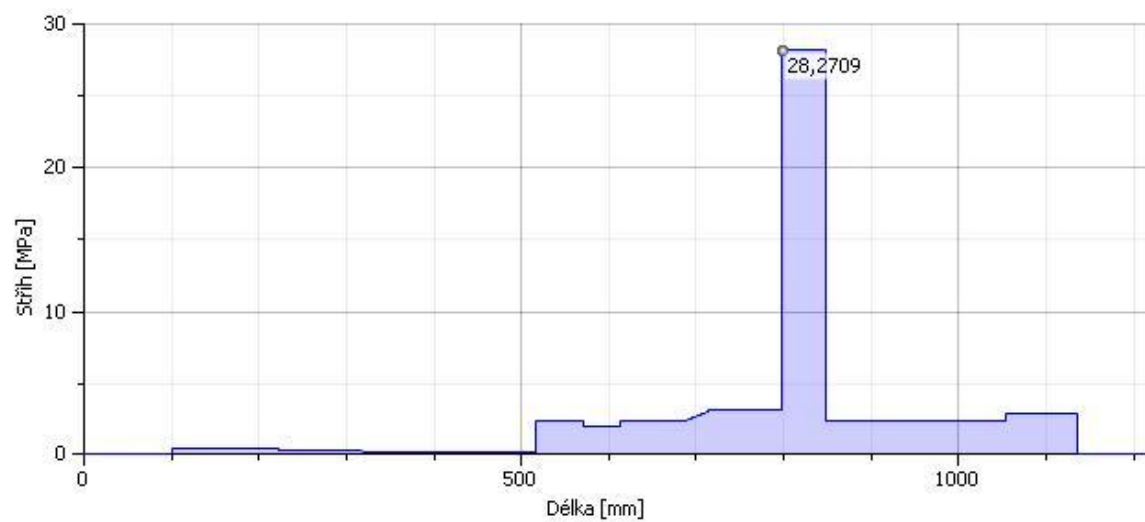
Obr.3: Průběh zatížení čepu vypočítaný v programu Autodesk Inventor 2008

☐ Moment, Rovina XY



Obr.4: Průběh momentů vypočítaný v programu Autodesk Inventor 2008

☐ Střih

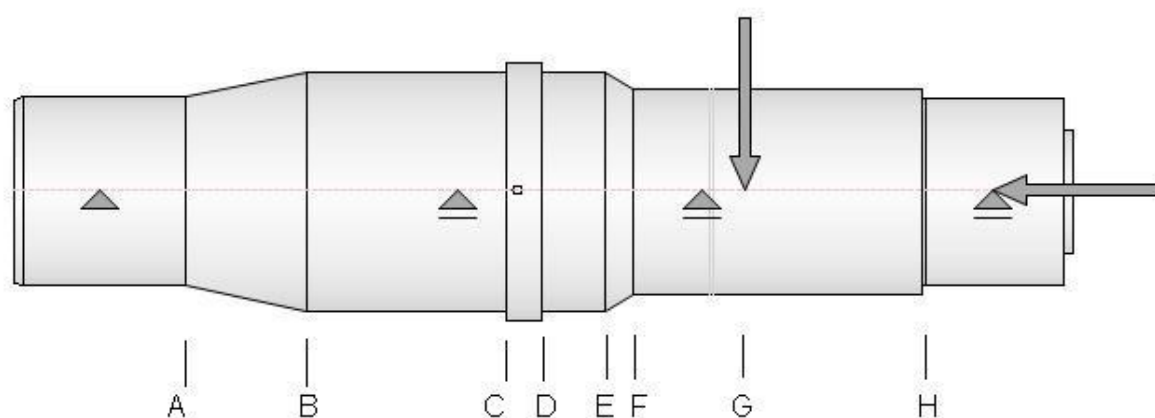


Obr.5: Střihové napětí vypočítané v programu Autodesk Inventor 2008

Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla			
			XY	XZ	Velikost	Úhel
1	Pevná	100 mm	18801,062 N		18801,062 N	
2	Volný	515,45 mm	-160316,315 N		160316,315 N	180,00 deg
3	Volný	797,5 mm	1403571,602 N		1403571,602 N	
4	Volný	1136 mm	108917,387 N		108917,387 N	

Tab.1: Velikost reakcí vypočítaných v programu Autodesk Inventor 2008



Obr.6: Čep s vyznačením nebezpečných průřezů

Tab.2: Přehled výsledků programu Autodesk Inventor 2008

Maximální průhyb	f_{\max}	7,491 microm
Úhel zkroucení	α	0,00 deg
Délka	L	1220,000 mm
Hmotnost	M	450,0 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_{\max}	27,689 MPa
Maximální napětí v krutu	$T_{K \max}$	0,0 MPa

5.1 PŘEHLED PRŮMĚRŮ A OHYBOVÝCH MOMENTŮ V NEBEZPEČNÝCH MÍSTECH

Tab.3: Tabulka ohybových momentů

Nebezpečná místa	Průměr d [mm]	Ohybový moment M ₀ [Nm]
A	220	2,1 · 10 ³
B	278	5,017 · 10 ³
C	278	4,011 · 10 ³
D	278	5,192 · 10 ³
E	278	14,164 · 10 ³
F	240	20,643 · 10 ³
G	240	31,096 · 10 ³
H	220	15,012 · 10 ³

5.2 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

místo A:

$$W_o^A = \frac{\pi \cdot (d_A^4 - D_C^4)}{32 \cdot d_A} = \frac{\pi \cdot (220^4 - 30^4)}{32 \cdot 220} = 1045003,5 \text{ mm}^3 \quad (1.3)$$

$$\sigma_o^A = \frac{M_o^A}{W_o^A} = \frac{2,1 \cdot 10^6}{1045003,5} = 2 \text{ MPa} \quad (1.4)$$

místo B:

$$W_o^B = \frac{\pi \cdot (d_B^4 - D_C^4)}{32 \cdot d_B} = \frac{\pi \cdot (278^4 - 30^4)}{32 \cdot 278} = 2108994,2 \text{ mm}^3 \quad (1.5)$$

$$\sigma_o^B = \frac{M_o^B}{W_o^B} = \frac{5 \cdot 10^6}{2108994,2} = 2,37 \text{ MPa} \quad (1.6)$$

místo C:

$$W_o^C = \frac{\pi \cdot (d_c^4 - D_c^4)}{32 \cdot d_c} = \frac{\pi \cdot (278^4 - 30^4)}{32 \cdot 278} = 2108994,2 \text{ mm}^3 \quad (1.7)$$

$$\sigma_o^C = \frac{M_o^C}{W_o^C} = \frac{4 \cdot 10^6}{2108994,2} = 1,9 \text{ MPa} \quad (1.8)$$

místo D:

$$W_o^D = \frac{\pi \cdot (d_D^4 - D_c^4)}{32 \cdot d_D} = \frac{\pi \cdot (278^4 - 30^4)}{32 \cdot 278} = 2108994,2 \text{ mm}^3 \quad (1.9)$$

$$\sigma_o^D = \frac{M_o^D}{W_o^D} = \frac{5,2 \cdot 10^6}{2108994,2} = 2,46 \text{ MPa} \quad (1.10)$$

místo E:

$$W_o^E = \frac{\pi \cdot (d_E^4 - D_c^4)}{32 \cdot d_E} = \frac{\pi \cdot (278^4 - 30^4)}{32 \cdot 278} = 2108994,2 \text{ mm}^3 \quad (1.11)$$

$$\sigma_o^E = \frac{M_o^E}{W_o^E} = \frac{14,16 \cdot 10^6}{2108994,2} = 6,71 \text{ MPa} \quad (1.12)$$

místo F:

$$W_o^F = \frac{\pi \cdot (d_F^4 - D_c^4)}{32 \cdot d_F} = \frac{\pi \cdot (240^4 - 30^4)}{32 \cdot 240} = 1356836,7 \text{ mm}^3 \quad (1.13)$$

$$\sigma_o^F = \frac{M_o^F}{W_o^F} = \frac{20,64 \cdot 10^6}{1356836,7} = 15,2 \text{ MPa} \quad (1.14)$$

místo G:

$$W_o^G = \frac{\pi \cdot (d_G^4 - D_c^4)}{32 \cdot d_G} = \frac{\pi \cdot (240^4 - 30^4)}{32 \cdot 240} = 1356836,7 \text{ mm}^3 \quad (1.15)$$

$$\sigma_o^G = \frac{M_o^G}{W_o^G} = \frac{31,01 \cdot 10^6}{1356836,7} = 22,91 \text{ MPa} \quad (1.16)$$

místo H:

$$W_o^H = \frac{\pi \cdot (d_H^4 - D_C^4)}{32 \cdot d_H} = \frac{\pi \cdot (220^4 - 30^4)}{32 \cdot 220} = 1045003,5 \text{ mm}^3$$

(1.17)

$$\sigma_o^H = \frac{M_o^H}{W_o^H} = \frac{15 \cdot 10^6}{1045003,5} = 14,36 \text{ MPa} \quad (1.18)$$

kde: W_o - kvadratický moment v průřezu

d - průměr čepu

D_C - průměr díry čepu

M_o - ohybový moment

Výsledky ohybového napětí:

$$\sigma_o^A = 2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^B = 2,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^C = 1,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^D = 2,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^E = 6,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^F = 15,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^G = 22,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^H = 14,36 \text{ MPa}$$

5.3 VOLBA MATERIÁLU HŘÍDELE

materiál: 15230.6

$R_m = 1000 \text{ MPa}$

$R_e = 750 \text{ MPa}$

5.4 VÝPOČET STATICKÉ BEZPEČNOSTI

Součinitel α_σ odečteme z grafu (podle skript ČAMS pro bc – Části pohonů strojů, str. 119,

obr. 5.30): pomocí poměru $\frac{r}{d}$ a $\frac{D}{d}$.

$$k_S^A = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^A \cdot \alpha_\sigma^A} = \frac{750}{2 \cdot 2,1} = 178,5 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.19)$$

$$k_S^B = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^B \cdot \alpha_\sigma^B} = \frac{750}{2,37 \cdot 1,9} = 166,5 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.20)$$

$$k_S^C = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^C \cdot \alpha_\sigma^C} = \frac{750}{1,9 \cdot 2,5} = 157,9 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.21)$$

$$k_S^D = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^D \cdot \alpha_\sigma^D} = \frac{750}{2,46 \cdot 2,5} = 122 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.22)$$

$$k_S^E = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^E \cdot \alpha_\sigma^E} = \frac{750}{6,71 \cdot 2,6} = 43 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.23)$$

$$k_S^F = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^F \cdot \alpha_\sigma^F} = \frac{750}{15,21 \cdot 2,7} = 18,2 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.24)$$

$$k_S^G = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^G \cdot \alpha_\sigma^G} = \frac{750}{22,91 \cdot 1} = 32,7 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.25)$$

$$k_S^H = \frac{\text{Re}}{\sigma_O^H \cdot \alpha_\sigma^H} = \frac{750}{14,36 \cdot 2,73} = 19,13 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.26)$$

kde

σ_O [MPa] ... ohybové napětí

α_σ [-]... součinitel vrubu pro ohyb

Nejmenší statická bezpečnost vyšla v průřezu F, proto zde provedu dynamickou kontrolu hřídele.

5.5 DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELE

Vrubový součinitel v průřezu F podle Neubera

$$\beta_F = 1 + \frac{\alpha_\sigma^F - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\zeta_F}}} = 1 + \frac{2,73 - 1}{1 + \frac{0,18}{\sqrt{4}}} = 2,59 \quad (1.27)$$

kde

\sqrt{A} je Neuberova konstanta vrubové citlivosti pro materiál 15230.6

$\sqrt{\zeta_F}$ poloměr vrubu v průřezu F

Mez únavy v ohybu oceli 15230.6

$$\sigma_C = 0,49 \cdot Re = 0,49 \cdot 750 = 367,5 MPa \quad (1.28)$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu H

$$\sigma_C^{F*} = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v^F \cdot \eta_p^F}{\beta_F} = 367,5 \cdot \frac{0,63 \cdot 0,7}{2,59} = 62,6 MPa \quad (1.29)$$

kde

ε_v^F je součinitel velikosti v průřezu F

η_p^F součinitel jakosti povrchu v průřezu F

Amplituda napětí v místě F:

$$\sigma_a^F = \frac{32 \cdot M_o^F}{\pi \cdot d_F^3} = \frac{32 \cdot 14,36 \cdot 10^6}{\pi \cdot 220^3} = 13,74 MPa \quad (1.30)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu F:

$$k_{d\sigma}^F = \frac{\sigma_C^{F*}}{\sigma_a^F} = \frac{62,6}{13,74} = 4,56 \quad (1.31)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu F:

$$k_{s\tau}^F = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_s^F} = \frac{0,577 \cdot 750}{28,3} = 15,3 \quad (1.32)$$

5.6 VÝSLEDNÁ BEZPEČNOST

Výsledná bezpečnost v průřezu H:

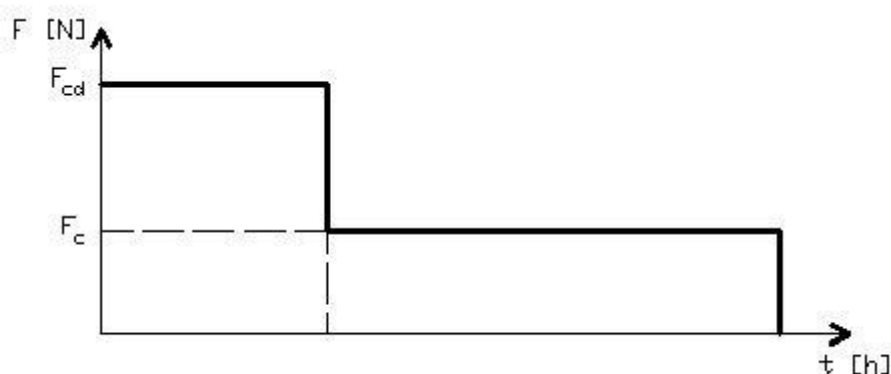
$$k_V^F = \frac{k_{d\sigma}^F \cdot k_{s\tau}^F}{\sqrt{k_{d\sigma}^{F2} + k_{s\tau}^{F2}}} = \frac{4,56 \cdot 15,3}{\sqrt{4,56^2 + 15,3^2}} = 4,37 > 1,8 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.33)$$

6. NÁVRH LOŽISEK

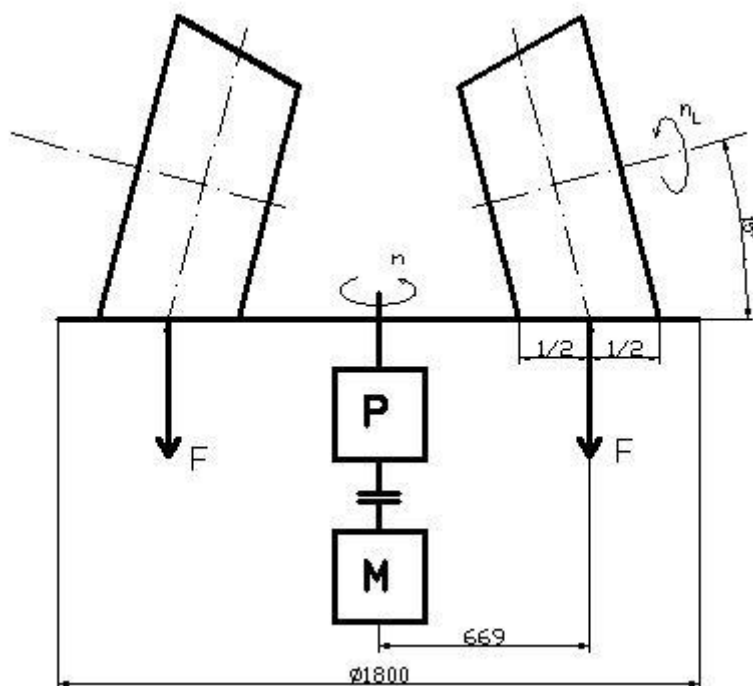
V tomto případě jsem zvolil ložiska od firmy SKF, soudečková dvouřadá. Jedno ložisko bude přenášet radiální i axiální sílu, druhé pouze radiální.

6.1 CHARAKTERISTIKA ZATÍŽENÍ LOŽISEK

Na ložiska působí síla od přitlaku běhounu a síla od odvalování mlecí mísy. Sílu od působení přitlaku běhounu rozdělujeme na statickou a dynamickou (2,5-násobek síly statické). Dynamická síla působí na ložiska pouze 1/3 doby provozu, statická síla působí po zbytek doby provozu. Požadovaná životnost ložisek je 40000 hod.



Obr.7: Časová charakteristika zatížení ložisek



Obr.8: Schéma přitlačné síly působící na běhoun

6.2 VÝPOČET OTÁČEK LOŽISEK

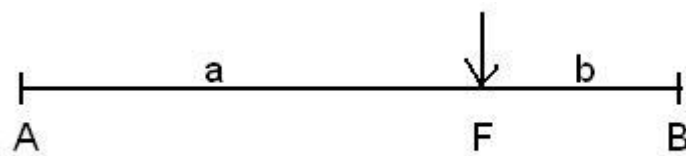
Otáčky mlecí mísy

$$n = 41 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky běhounu

$$n_L = \frac{n \cdot r_M}{r_B} = \frac{41 \cdot 669}{607,7} = 45,136 \text{ min}^{-1} \quad (1.34)$$

6.3 VÝPOČET LOŽISEK



Obr.9: Zatížení ložisek

Zatížení v místech A a B počítáme z rovnováhy sil.

Rovnice 1

$$M_{O,A} = 0: -F_r \cdot a + F_{r2} \cdot (a + b) = 0 \quad (1.35)$$

$$F_{r2} = \frac{F_r \cdot a}{a + b} = \frac{531,259 \cdot 275,5}{275,5 + 64,5} = 430,48kN \quad (1.36)$$

Rovnice 2:

$$M_{O,B} = 0: F_r \cdot b - F_{r1} \cdot (a + b) = 0 \quad (1.37)$$

$$F_{r1} = \frac{F_r \cdot b}{a + b} = \frac{531,259 \cdot 64,5}{275,5 + 64,5} = 100,78kN \quad (1.38)$$

Krouticí moment převodovky

$$M_{kp} = M_{km} \cdot \eta_M \cdot i_P \cdot \eta_P = 3712 \cdot 0,965 \cdot 24,15 \cdot 0,96 = 86059,3Nm \quad (1.39)$$

Síla od kroutícího momentu

$$F_{mk} = \frac{M_{kp}}{r} = \frac{86059,3}{0,669} = 128,639kN \quad (1.40)$$

Působí na obě ložiska stejnou velikostí, proto budeme počítat pro každé ložisko pouze s polovinou této síly.

$$F_{mk,0.5} = \frac{F_{mk}}{2} = \frac{128,639}{2} = 64,32kN \quad (1.41)$$

6.3.1 LOŽISKO PŘENÁŠEJÍCÍ RADIÁLNÍ I AXIÁLNÍ SÍLU

6.3.1.1 STATICKÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Zatěžující síla: $F_{r1} = 100,78kN$

Celková radiální statická síla

$$F_{C1} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{mk,0.5}^2} = \sqrt{100,78^2 + 64,32^2} = 119,56kN \quad (1.42)$$

Axiální statická síla: $F_a = 142,35kN$

6.3.1.2 DYNAMICKÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Radiální dynamická síla

$$F_{r1D} = F_{r1} \cdot 2,5 = 100,78 \cdot 2,5 = 251,95 \text{ kN} \quad (1.43)$$

Celková dynamická síla

$$F_{C1,D} = F_{C1} \cdot 2,5 = 119,56 \cdot 2,5 = 298,9 \text{ kN} \quad (1.44)$$

6.3.1.3 VOLBA LOŽISKA A JEHO PARAMETRY

volím typ ložiska: soudečkové dvouřadé, označení 24044 CC/W33

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	P_u [kN]	n_r [min ⁻¹]	m [kg]	e [-]	Y_1 [-]	Y_2 [-]	Y_0 [-]
220	340	90	1560	2600	212	1200	40	0,33	2	3	2

Tab.4: Parametry ložiska 24044 CC/W33

6.3.1.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Minimální zatížení ložiska:

$$\frac{n}{n_r} = \frac{45,136}{1200} = 0,038 < 0,3 \quad (1.45)$$

$$P_m = 0,003 \cdot C_0 = 0,003 \cdot 2600 = 7,8 \text{ kN} \quad (1.46)$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (1.47)$$

$$P_0 = F_{r1} + Y_0 \cdot F_a = 100,78 + 2 \cdot 142,35 = 385,48 \text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

- počítáme s celkovou dynamickou silou $F_{C1,D} = 298,9 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{F_{C1,D}} = \frac{142,35}{298,9} = 0,476 > 0,33 = e \quad (1.48)$$

$$\text{pro } \frac{F_a}{F_{C1,D}} > e \text{ platí:} \quad (1.49)$$

$$P = 0,67 \cdot F_{C1,D} + Y_2 \cdot F_a \quad (1.50)$$

$$P = 0,67 \cdot F_{C1,D} + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 298,9 + 3 \cdot 142,35 = 627,313 kN$$

vliv viskozity:

- potřebujeme znát střední průměr ložiska, poté odečteme z diagramu č.5, str.60 a diagramu č.6, str.61 katalogu SKF, hodnoty v a v_I pro provozní teplotu $t = 70^\circ C$. Vypočítáme viskozní poměr κ , ze kterého odečteme součinitel a_{SKF} (diagram 4, str.57, katalog SKF).

$$d_s = \frac{d + D}{2} = \frac{220 + 340}{2} = 280 mm \quad (1.51)$$

$$v_I = 110$$

$$v = 680$$

$$\kappa = \frac{v}{v_I} = \frac{680}{110} = 6,18 \Rightarrow \kappa = 4 \quad (1.52)$$

$$\eta_c = \frac{P_u}{P} = \frac{212}{627,313} = 0,34 \quad (1.53)$$

$$a_{SKF} = 0,75$$

$$a_1 = 1$$

6.3.1.5 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Dynamická síla působí na ložiska 1/3 doby provozu, statická 2/3 doby provozu. Z tohoto důvodu počítáme s oběma zatíženími.

$$L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left[\left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{3} + \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{2}{3} \right] \quad (1.54)$$

$$L_{10} = 1 \cdot 0,75 \cdot \left[\left(\frac{1560}{627,313} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{3} + \left(\frac{2600}{385,48} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{2}{3} \right] = 295,08$$

6.3.1.6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA V HODINÁCH

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot (L_{10}) \quad (1.55)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 45,136} \cdot 295,08 = 108.959,59 hod$$

$$L_{10h} = 108.959,59 hod > 40000h = L_{10h,P}$$

Ložisko 24044 CC/W33 vyhovuje.

6.3.2 LOŽISKO PŘENÁŠEJÍCÍ RADIÁLNÍ SÍLU

6.3.2.1 STATICKÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Zatěžující síla: $F_{r2} = 430,48 \text{ kN}$

Celková radiální statická síla

$$F_{C2} = \sqrt{F_{r2}^2 + F_{mk,0.5}^2} = \sqrt{430,48^2 + 64,32^2} = 435,26 \text{ kN} \quad (1.56)$$

6.3.2.2 DYNAMICKÁ ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Radiální dynamická síla

$$F_{r2D} = F_{r2} \cdot 2,5 = 430,48 \cdot 2,5 = 1076,2 \text{ kN} \quad (1.57)$$

Celková dynamická síla

$$F_{C2,D} = F_{C2} \cdot 2,5 = 435,26 \cdot 2,5 = 1088,15 \text{ kN} \quad (1.58)$$

6.3.2.3 VOLBA LOŽISKA A JEHO PARAMETRY

volím typ ložiska: soudečkové dvouradé, označení 23048 CC/W33

d	D	B	C	C_0	P_u	n_r	m	e	Y_1	Y_2	Y_0
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[kN]	$[\text{min}^{-1}]$	[kg]	[-]	[-]	[-]	[-]
240	360	92	1290	2080	176	1500	33,5	0,23	2,9	4,4	2,8

Tab.5: Parametry ložiska 23048 CC/W33

6.3.2.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Minimální zatížení ložiska:

$$\frac{n}{n_r} = \frac{45,136}{1500} = 0,03 < 0,3 \quad (1.59)$$

$$P_m = 0,003 \cdot C_0 = 0,003 \cdot 2080 = 6,24 \text{ kN} \quad (1.60)$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (1.61)$$

$$P_0 = F_{r2} + Y_0 \cdot F_a = 430,48 + 2,8 \cdot 0 = 430,48 \text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

- počítáme s celkovou dynamickou silou $F_{C2,D} = 1088,15 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{F_{C2,D}} = \frac{0}{1088,15} = 0 < 0,23 = e \quad (1.62)$$

pro $\frac{F_a}{F_{C1,D}} \leq e$ platí:

$$P = F_{C2,D} + Y_1 \cdot F_a \quad (1.63)$$

$$P = F_{C2,D} + Y_1 \cdot F_a = 1088,15 + 2,9 \cdot 0 = 1088,15 \text{ kN}$$

Vliv viskozity:

- potřebujeme znát střední průměr ložiska, poté odečteme z diagramu č.5, str.60 a diagramu č.6, str.61 katalogu SKF, hodnoty v a v_l pro provozní teplotu $t = 70^\circ\text{C}$. Vypočítáme viskózní poměr κ , ze kterého odečteme součinitel a_{SKF} (diagram 2, str.55, katalog SKF).

$$d_s = \frac{d + D}{2} = \frac{240 + 360}{2} = 300 \text{ mm} \quad (1.64)$$

$$\eta_c = \frac{P_u}{P} = \frac{176}{1088,15} = 0,16 \quad (1.65)$$

$$v_l = 115$$

$$v = 680$$

$$\kappa = \frac{v}{v_l} = \frac{680}{115} = 5,91 \Rightarrow \kappa = 4 \quad (1.66)$$

$$a_{SKF} = 1,6$$

$$a_1 = 1$$

6.3.2.5 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Dynamická síla působí na ložiska 1/3 doby provozu, statická 2/3 doby provozu. Z tohoto důvodu počítáme s oběma zatíženími.

$$L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left[\left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{3} + \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{2}{3} \right] \quad (1.67)$$

$$L_{10} = 1 \cdot 1,1 \cdot \left[\left(\frac{1290}{1088,15} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{3} + \left(\frac{2080}{430,48} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{2}{3} \right] = 140,5$$

6.3.2.6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI V HODINÁCH

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot (L_{10}) \quad (1.68)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 45,136} \cdot 140,5 = 51.880,24hod$$

$$L_{10h} = 51.880,24hod > 40000h = L_{10h,P}$$

Ložisko 24044 CC/W33 vyhovuje pro požadovanou životnost.

7. ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo optimalizovat ložiska běhounového mlýnu s požadovanou životností 40.000 hod. Výpočet vycházel ze zadaných hodnot, jako střední průměr běhounu, průměr mlecí mísy, síly od přitlaku běhounu a otáček běhounu.

Nejprve jsem musel spočítat reakce na hřídel, který jsem následně zkontroloval staticky i dynamicky. Dále bylo zapotřebí přepočítat zatěžující sílu zvlášť na každé ložisko, díky čemuž jsem se dostal k výpočtu ložisek. Jejich výpočet jsem prováděl podle SKF, kde jsem zahrnul viskozitu mazacího oleje a provozní teplotu. Jelikož ze zadání bylo zřejmé, že dynamická síla působí pouze jednu třetinu doby provozu, musel jsem zahrnout do výpočtu trvanlivosti ložisek statickou i dynamickou sílu. Navržená ložiska jsou soudečková dvouřadá.

V přiložené dokumentaci jsou výkresy pláště běhounu, čepu, podsestavy mlecího běhounu a kusovník.

8. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů I*, 1.svazek. Praha, SNTL Praha 1989, 775 s., ISBN 80-03-00046-7
- [2] BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů II, Hřídele, tribologie, ložiska*, VUT Brno 1987, 215 s., ISBN 55-518-87
- [3] DINTER, O.: *Drcení a mletí nerostných surovin*, SNTL Praha 1984, 244 s.
- [4] DINTER, O.: *Úprava nerostných surovin*, SNTL Praha 1957, 476 s.
- [5] Hlavní katalog SKF
- [6] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. 3.dopl. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [7] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, VŠB-TU Ostrava 2005, 64 s., ISBN 80-248-0878-1
- [8] SKF: Těsnění CR, 1997, 280 s.
- [9] Internet: www.sew-eurodrive.cz
- [10] Internet: www.skf.com

9. SEZNAM PŘÍLOH

KTM 1800 – MLECÍ SÍLY

ZBO060_BP_01	ČEP
ZBO060_BP_02	TĚLESO BĚHOUNU
ZBO060_BP_03	PLÁŠŤ BĚHOUNU
ZBO060_BP_S1	MLECÍ BĚHOUN
ZBO060_BP_K1	KUSOVNÍK MLECÍHO BĚHOUNU